

Universidade Federal do Rio de Janeiro
Centro de Tecnologia
Escola Politécnica
Engenharia Naval e Oceânica



**AJUSTE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DAS FREQUENCIAS
NATURAIS DA VIBRAÇÃO DE PETROLEIRO POR
DISTRIBUIÇÃO DA MASSA ADICIONAL E DA AREA EFETIVA
NO CISALHAMENTO EM MODELO UNIDIMENSIONAL**

Aluno

Gastão Soares de Moura
DRE: 107348913

Professor Orientador

Severino Fonseca da Silva Neto



ESCOLA POLITÉCNICA
ENGENHARIA NAVAL E OCEÂNICA



**Ajuste Numérico-Experimental das Frequências Naturais da Vibração
de Petroleiro por Distribuição da Massa Adicional e da Área Efetiva
no Cisalhamento em Modelo Unidimensional**

Projeto Final Submetido Ao Corpo Docente Do
Departamento De Engenharia Naval E Oceânica
Da Escola Politécnica Da Universidade Federal Do
Rio De Janeiro Como Parte Dos Requisitos
Necessários Para A Obtenção Do Grau De
Engenheiro Naval e Oceânico.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil
Agosto de 2013

Aprovado por:

Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc., DENO/COPPE/UFRJ
(Orientador)

Antonio Carlos R. Troyman, D.Sc., DENO/COPPE/UFRJ
(Co-Orientador)

Ulisses A. Monteiro, D.Sc., DENO//UFRJ

Rio de Janeiro, RJ – Brasil
Agosto de 2013

AJUSTE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DAS FREQUENCIAS NATURAIS DA VIBRAÇÃO DE PETROLEIRO POR DISTRIBUIÇÃO DA MASSA ADICIONAL E DA AREA EFETIVA NO CISALHAMENTO EM MODELO UNIDIMENSIONAL

Gastão Soares de Moura

Agosto/2013

Orientador: Severino Fonseca da Silva Neto

Departamento: Engenharia Naval e Oceânica

Resumo do Trabalho: Neste trabalho foi feito um modelo unidimensional na forma de uma viga de Timoshenko no software de elementos finitos, Femap Nastran 10, a qual simulou a Viga-Navio de um petroleiro, para calcular as frequências naturais de vibração do mesmo. Foi calculada a massa adicional por métodos diferentes, além da área efetiva no cisalhamento, o que tendeu a apurar os resultados obtidos, que por fim, foram comparados com medições realizadas em prova de mar.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todos que me ajudaram neste longo caminho percorrido.

Agradecimentos

Primeiramente gostaria de agradecer aos meus pais, meus irmãos e todos da minha família, por tudo o que fizeram por mim.

Gostaria de agradecer a minha namorada Tatiana Maghamez pelo apoio e carinho fundamental para que este objetivo esteja sendo alcançado.

Gostaria de agradecer ao meu grande amigo Gustavo Montfort, pois sem ele não teria chegado aonde cheguei neste curso. Também gostaria de agradecer a todos amigos que fiz neste curso de Engenharia Naval e Oceânica, mas em especial a Gustavo Ferreira, Fabio Palma, Lucas Vivacqua, Lucas Rosa, Rodrigo Thiago, Carolina Bordini, Fernanda Brandão, Flávio Miranda, Pedro Rosa.

Gostaria de agradecer ao meu orientador Professor Severino, o qual serve de inspiração para todos, por sua índole e vontade de ajudar a todos, Ao professor Ulisses e o engenheiro Troyman pelas contribuições e apoio para o desenvolvimento e aperfeiçoamento deste trabalho.

Por fim gostaria de agradecer a todos que de alguma forma me ajudaram ou simplesmente torceram por mim.

ÍNDICE

ÍNDICE.....	6
1- INTRODUÇÃO	7
1.1- Objetivos do Projeto Final	8
2 - PESQUISAS BIBLIOGRÁFICAS	10
2.1 - Porque o estudo da vibração.....	10
2.2- Vibração	13
2.3- Viga de Euler-Bernoulli	13
2.4- Vigas de Timoshenko.....	15
2.5- Viga Navio	18
2.6- Massa Adicional.....	19
2.7- Teoria do Fluxo de Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finas.....	23
3- ESTUDO DE CASO	28
4- AQUISIÇÃO EXPERIMENTAL DE DADOS	31
5- MODELO DE ANÁLISE	32
6- VALIDAÇÃO DO MODELO	36
7- CONCLUSÃO.....	39
8- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	40

1- INTRODUÇÃO

Na atualidade o transporte marítimo é um dos meios mais utilizados para o comércio no mundo. Levando-se em conta o aumento desse intercâmbio comercial, os navios utilizados para satisfazer esta necessidade são cada vez maiores, com motores mais potentes, propulsores maiores, configurações diferentes e os efeitos que essas mudanças causam no navio não podem ser ignorados, do mesmo modo que as fontes de excitação nas vibrações são relevantes tanto para o casco como para as subestruturas que compõem o navio.

A vibração é um fenômeno que está presente em todos os navios, correndo em diferentes modos e afetando diversas regiões da sua estrutura. Este fenômeno começou a ser estudado para o caso de navios no final do século XIX, em 1894, O. Schlick propôs uma fórmula para a frequência fundamental vertical do casco. O que auxiliou os engenheiros navais da época a não escolher um sistema propulsivo que o RPM de operação do eixo do propulsor não coincida com a frequência do casco. Em 1900, tiveram estudos feitos por A.N. Krylov, publicado em 1936, o qual serviu de base para estudos posteriores sobre teoria de viga para vibrações de embarcações. Até hoje em dia inúmeras pesquisas são feitas sobre essa área, e estimuladas por vários órgãos.

Para algumas respostas no mar, como os movimentos de Pitch, Heave e Roll, é aceitável tratar o navio como um corpo rígido. Porém, em todos os casos haverá flexão da estrutura e, conseqüentemente, surgirão movimentos relativos entre seus elementos na resposta total e, portanto, o navio deverá ser tratado como corpo elástico.

As principais fontes de vibração a bordo são as forças e momentos de desbalanceamento e de combustão provocados pelo motor principal e as pressões induzidas pelo propulsor no casco.

Níveis altos de vibração a bordo de navios podem causar ruídos, afetar a durabilidade e a integridade das várias estruturas de aço do casco e causar desgaste excessivo e problemas mecânicos, estruturais ou de funcionamento em máquinas e equipamentos essenciais. Além disto, também trazem incômodos à tripulação devido à redução do conforto, influenciando no seu desempenho e provocando perda de concentração e fadiga.

Por estas razões, o controle de vibrações está atraindo atualmente uma atenção crescente, sendo uma consideração importante no projeto do navio. Um grande número de requisitos e recomendações relativas a vibrações está sendo publicado por

organismos e autoridades marítimas nacionais e internacionais e é usual que os armadores estipulem, como objetivos de projeto nas especificações de construção, os níveis máximos de vibração que seus navios devem atender.

A análise de fenômenos de vibração também pode ser feita através de modelos em elementos finitos que representem fielmente as condições reais as quais o navio estará submetido. Para a análise deste projeto, o navio será abordado como uma estrutura em forma de viga e todos os resultados serão gerados baseados nas teorias de vigas. Esta hipótese é válida, pois, assim como a viga, o navio tem sua forma esbelta (predominância do comprimento em relação às outras dimensões).

Esta é uma forma simples de atacar um problema tridimensional e bastante confiável, sobretudo em função de trabalhos que já validaram resultados reais, como do com resultados obtidos através da abordagem unidimensional. Sendo assim, pouparemos tempo e esforço, pois em pouquíssimo tempo faremos uma análise preliminar que levaria vários dias para modelar, mesmo com resultados menos apurados, é possível reconhecer qual região demanda de um cuidado maior. Este método já foi validado por inúmeros trabalhos de diferentes autores.

1.1- Objetivos do Projeto Final

Este trabalho tem como objetivo Investigar a influência da distribuição da massa adicional e da área efetiva no cisalhamento nas frequências naturais de vibração livre do casco de petroleiro, comparadas às obtidas em medições experimentalmente.

O primeiro passo do estudo é o cálculo da área efetiva no cisalhamento pela teoria do fluxo de cisalhamento em seções de paredes finas em três seções de um navio petroleiro. A partir daí é construído um modelo composto por vigas de seu casco, adotando-se distribuições distintas a partir de uma seção calculada. Repete-se o processo para o cálculo de massa adicional pelos métodos tradicionais de Todd, Burrell, Kumay, Kumay modificada e Landweber. Para cada caso são obtidas as primeiras frequências naturais, que são comparadas às medidas em escala real, durante prova de mar. Foram realizadas medições de vibração no casco e seus espectros de amplitude de velocidade de vibração em função da frequência foram obtidos das medições e permitiram identificar suas primeiras frequências naturais da vibração global do casco. Sendo assim, tem-se como objetivo final Identificar possíveis condições de ressonância em cascos de

navios petroleiros, na fase de projeto, por análise de vibração por modelação simplificada de elementos finitos.

2 - PESQUISAS BIBLIOGRÁFICAS

Neste capítulo serão abordados alguns conceitos teóricos necessários para um melhor entendimento do problema em questão. A seguir serão comentados alguns aspectos da teoria de vibração, vigas de Euler-Bernoulli, Vigas de Timoshenko, Viga Navio, Massa Adicional e um pouco sobre a Teoria do Fluxo de Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finas além do programa Prosec6.

2.1 - Porque o estudo da vibração

A explicação mais simples do conceito de vibração em equipamentos mecânicos é, simplesmente, o movimento para frente e para trás, ou a oscilação de máquinas e componentes, como é o caso de motores acionados (mcp, mcas, bombas, compressores, etc.) e de rolamentos, eixos, engrenagens e correias e outros elementos que fazem parte dos sistemas mecânicos que compõem uma embarcação.

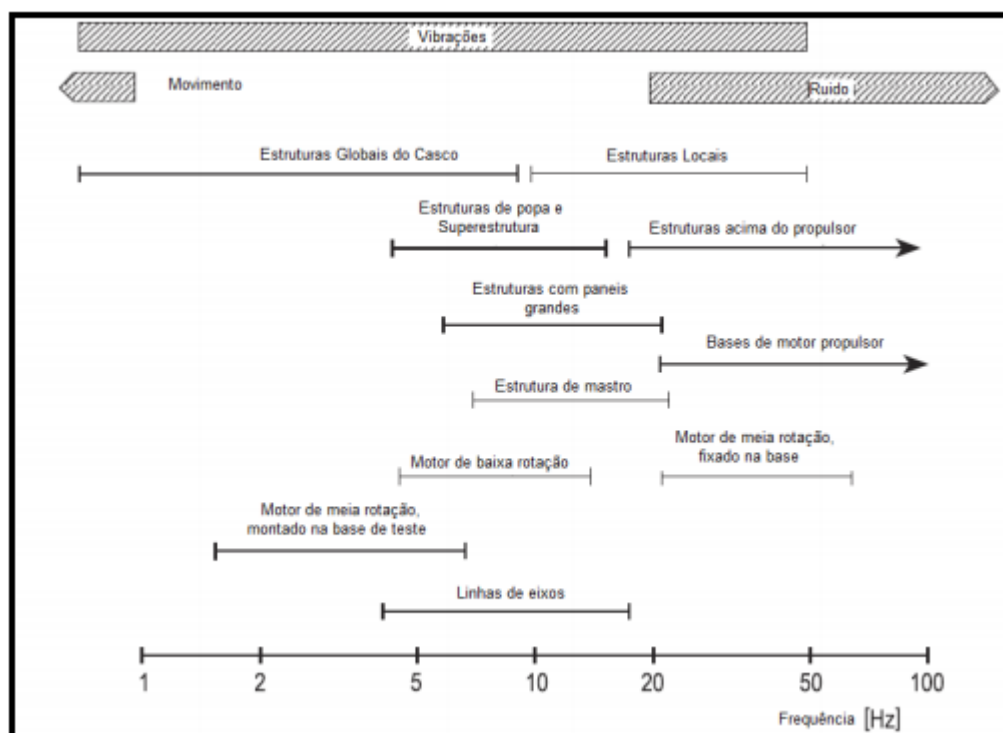


Figura 1 - Faixas de frequências naturais encontradas em aplicações de construção naval (Fonte: Asmussen et al.)

As vibrações em navios consideram, em uma primeira etapa, o estudo das oscilações elásticas do casco junto com as estruturas que compõem o navio sujeito a um

meio fluido, como a água de mar. Logo complementarmente, o estudo deve considerar também as fontes de excitação que permitam analisar a resposta da estrutura, permitindo evitar condições de ressonância que causam diversos inconvenientes. O estudo de excitações forçadas envolve aspectos como os valores de forças, momentos, pressões, entre outros que ainda são matéria de pesquisa, especialmente a ação vibratória do propulsor no casco.

Quanto à vibração da estrutura do navio, é importante fazer uma distinção entre vibração da viga-navio e vibração local. Esta última representa a vibração de uma parte da estrutura do navio, como superestrutura, o convés e etc. tal vibração ocorre em frequências superiores às da viga-navio. Na viga-navio, a vibração ocorre nela como um todo.

Na operação das embarcações algumas vibrações são quase inevitáveis, como na operação de bombas e compressores, motores de combustão interna e engrenagens. Numa embarcação bem construída e bem mantida, este tipo de vibrações não deve ser fonte de preocupações.

A vibração é um problema na maioria das vezes que a estrutura começa a operar em condições de ressonância, isto deve ser evitado sempre, pois os equipamentos são desenhados para operar de forma regular. Ao entrarem em ressonância, o que ocorre quando a frequência natural da estrutura se aproxima da frequência de excitação, as máquinas e a estrutura estarão sujeitas a forças oscilatórias que podem levar a falha e danos adicionais. Nestas máquinas, a vibração pode indicar problemas ou deterioração do equipamento.

Causas mais comuns de vibração em máquinas podem resultar de uma série de condições, individualmente ou combinadas. É importante recordar que os problemas com vibrações podem ser causados por equipamento auxiliar, e não apenas pelo equipamento principal.

A seguir será comentado um pouco acerca das causas das vibrações. Um ponto de desequilíbrio num componente rotativo causa vibração quando o peso desequilibrado roda à volta do eixo da máquina, criando uma força centrífuga. O desequilíbrio pode ser causado por defeitos de fabrico (erros de desenho, falhas de desempenho), ou estar relacionado com a manutenção (pás do ventilador deformadas ou sujas, falta de pesos de equilíbrio). À medida que a velocidade da máquina aumenta, os efeitos do desequilíbrio tornam-se maiores. O desequilíbrio pode reduzir

significativamente a vida útil dos rolamentos, assim como causar vibração indevida na máquina.

Outro caso de vibração pode ser causada quando os eixos da máquina estão desalinhados. Este desalinhamento angular ocorre quando os eixos, por exemplo, de um motor ou de uma bomba não são paralelos. À condição dos eixos estarem paralelos, mas não exatamente alinhados chama-se desalinhamento paralelo. O desalinhamento pode ser causado durante a montagem ou pode desenvolver-se com o tempo, devido à expansão térmica, deslocação de componentes ou montagem incorreta depois de uma manutenção. A vibração decorrente deste problema pode ser radial ou axial (dependendo do eixo da máquina), ou ambos.

Componentes como esferas ou rolamentos, correias de transmissão ou engrenagens ficam gastas, com o uso, podendo causar vibração. Quando o trilho de um rolamento está danificado, por exemplo, esses rolamentos irão causar vibração quando passarem pela área danificada. O mesmo acontece quando um dente de uma engrenagem está lascado ou gasto, ou uma correia de transmissão está prestes a partir-se.

Uma vibração que poderia passar despercebida pode tornar-se óbvia e destrutiva se um componente que vibra tem rolamentos soltos ou se está ligado aos seus componentes com folgas. Estas folgas podem ou não ser a causa da vibração, mas qualquer que seja a sua origem, conjugada com a possibilidade da máquina se libertar pode danificar através do desgaste nos vários componentes da máquina.

Os efeitos da vibração podem ser graves. Vibrações não examinadas podem acelerar as taxas de desgaste (por exemplo, reduzir a vida útil do rolamento) e danificar o equipamento. A vibração das máquinas pode também provocar ruído, causar problemas de segurança e levar à degradação das condições de trabalho. Pode também aumentar o consumo de energia e comprometer a operacionalidade do equipamento.

Nos piores casos, a vibração pode mesmo danificar equipamentos com gravidade, levando à sua interrupção e mesmo à suspensão da operação da embarcação. Ainda assim, a vibração tem um aspecto positivo: se for medida e analisada corretamente, pode ser usada como elemento de um programa de manutenção como indicador da condição da máquina, ajudando a guiar o técnico de manutenção a tomar medidas corretivas antes de uma falha maior.

2.2- Vibração

A equação que descreve o equilíbrio dinâmico de sistemas discretos é expressa como:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f(t)\} \quad (2.1)$$

A solução desse sistema precisa dos parâmetros que representam a matriz de rigidez $[K]$ e de massa $[M]$ (que podem ser obtidas a partir da energia potencial elástica e energia cinética do sistema, modelados através do método de elementos finitos), assim como o vetor das forças externas $\{f(t)\}$ e da matriz de amortecimento $[C]$. Estes parâmetros permitem a solução numérica do sistema de equações diferenciais, onde os vetores $\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{u}\}$ e $\{u\}$ correspondem, respectivamente, às acelerações, velocidades e deslocamentos dos graus de liberdade do sistema.

Os maiores danos em sistemas mecânicos são geralmente causados por condições de ressonância, que ocorrem quando a frequência da força de excitação está próxima à frequência natural ω (rad/s) da estrutura. No estudo de vibrações livres não amortecidas, considera-se $[C] = [0]$ e $\{f(t)\} = \{0\}$ e propõe-se a solução:

$$\{u\} = \{\phi\} \sin(\omega t) \quad (2.2)$$

Onde $\{\phi\}$ e ω^2 representam, respectivamente, o autovetor (modo de vibração) e o autovalor da equação de vibrações livres:

$$[K]\{\phi\} = \omega^2 [M]\{\phi\} \quad (2.3)$$

Tanto para a solução do problema de autovalor, quanto para o cálculo do problema completo de vibração forçada, no domínio do tempo ou da frequência, é fundamental a representação correta de rigidez, massa estrutural, massa do fluido adjacente e, principalmente, amortecimento e força, geralmente obtidos através de medições em escala real.

2.3- Viga de Euler-Bernoulli

A teoria da viga de Euler-Bernoulli foi desenvolvida por Leonhard Euler e Daniel Bernoulli. A equação da Viga de Euler Bernoulli descreve o comportamento de

uma viga submetida a um carregamento. A equação diferencial parcial linear de quarta ordem representa a evolução no tempo do movimento transversal da viga. A equação da linha elástica que governa uma viga de Euler-Bernoulli leva apenas em conta o momento fletor e é dada por:

$$EI(x) = \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial^4 x} = q(x,t) \quad (2.4)$$

Onde $I(x)$ é a inércia da viga distribuída ao longo do comprimento x e $q(x,t)$ é a carga distribuída ao longo da viga variável no tempo. A derivação da equação de Euler-Bernoulli envolve as seguintes hipóteses simplificadoras:

- A viga é constituída de um material linearmente elástico;
- O Coeficiente de Poisson é negligenciável;
- Planos perpendiculares à linha neutra permanecem planos e perpendiculares a ele depois da deformação;
- O ângulo de rotação é muito pequeno;
- Os efeitos do momento de inércia de rotação são desprezados;
- A energia envolvida no cisalhamento é desprezada;
- A viga é constituída por um material homogêneo.

Para facilitar o tratamento do problema em questão serão levadas em conta as seguintes hipóteses:

- A seção transversal da viga é constante ao longo do comprimento;
- O carregamento é constante ao longo da viga e do tempo.

Assumindo que a resposta da viga é harmônica e transiente, tem-se:

$$Y(x,t) = Y(x) \sin(\omega t) \quad (2.5)$$

Onde $Y(x)$ é a curva de distribuição de amplitudes. O diagrama de corpo livre de um elemento de viga está mostrado na figura abaixo.

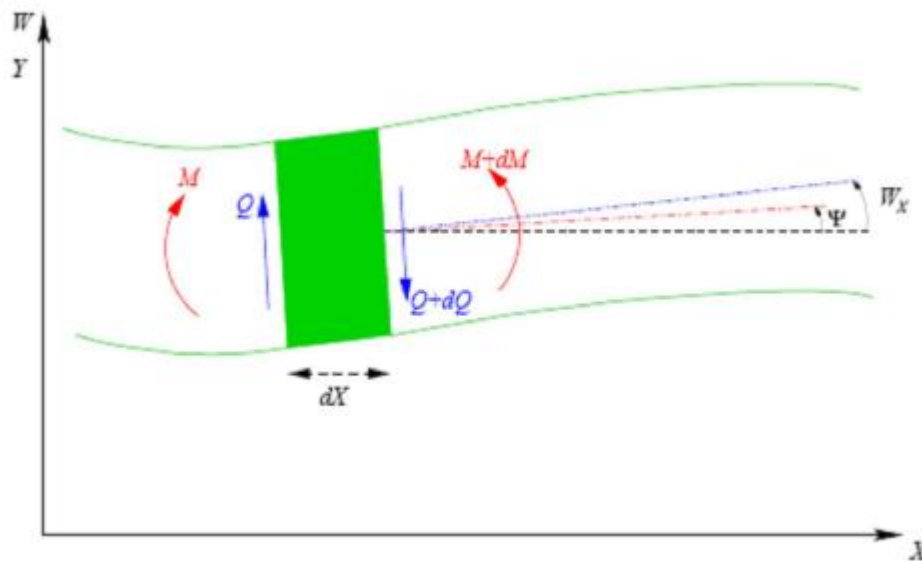


Figura 2- Diagrama de Corpo Livre de um elemento infinitesimal da Viga Euleriana (fonte: Bilmer II Gamarra Haro [7])

2.4- Vigas de Timoshenko

A viga de Timoshenko é uma teoria que faz considerações adicionais a viga de Euler–Bernuilli, tais como o efeito da inércia rotativa das seções devido a flexão e o efeito da força cortante na seção transversal da viga. É a chamada “viga curta”. No caso de um navio, onde as dimensões transversais da viga em relação ao comprimento não podem ser consideradas pequenas, esses efeitos causam uma grande diferença nos cálculos. Abaixo está uma ilustração dos primeiros modos naturais de vibração de uma viga.

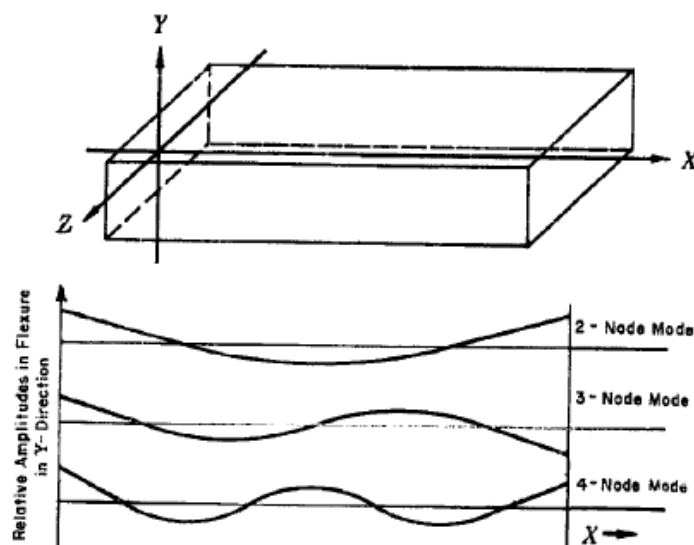


Figura 3-Modos de vibração de uma viga (fonte: R.T.McGoldrick [8])

Efeito da inércia de rotação das seções

No cálculo da energia cinética do elemento de viga deve ser computada a energia cinética do deslocamento vertical da seção assim como a sua energia cinética de rotação. Estas seções sofrem uma rotação que passam em torno do eixo que passa pelo ponto de interseção do eixo neutro da viga com o plano da seção, conforme é mostrado na figura abaixo.

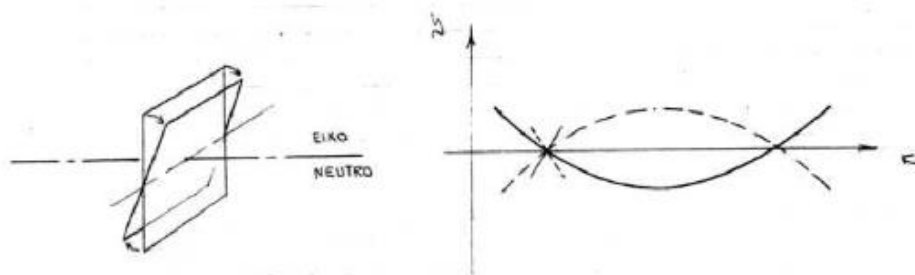


Figura 4-Rotações da seção de uma viga (Timoshenko) (fonte: Sobrinho [3])

Pode-se constatar da figura acima que em cada seção a rotação máxima é diferente e que a seção localizada no centro da viga tem rotação nula. Este giro das seções deve ser contabilizado no cálculo como inércia de rotação, se for usado o método da elástica, ou como energia cinética de rotação se for empregado o método da energia. Abaixo temos Esquema de deformação de uma viga que ilustra a diferença entre a teoria de Timoshenko e a teoria de Euler-Bernuilli:

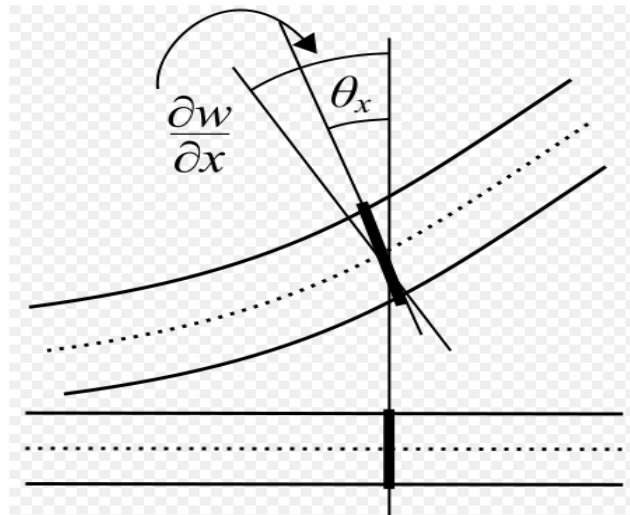


Figura 5 - na primeira θ_i e dw/dx_i não têm necessariamente que coincidir, enquanto que na segunda são iguais (fonte: Bilmer II Gamarra Haro [7])

Efeito da distorção de cisalhamento

Em uma análise inicial de vigas esbeltas em flexão é desconsiderado o efeito da força cortante. Isto se explica porque assumimos que após a flexão as seções permanecem planas, ou sem empeno. Porém, na realidade a força cortante provoca um cisalhamento no elemento de viga, distorcendo-o em um ângulo β , como pode ser visto na figura abaixo.

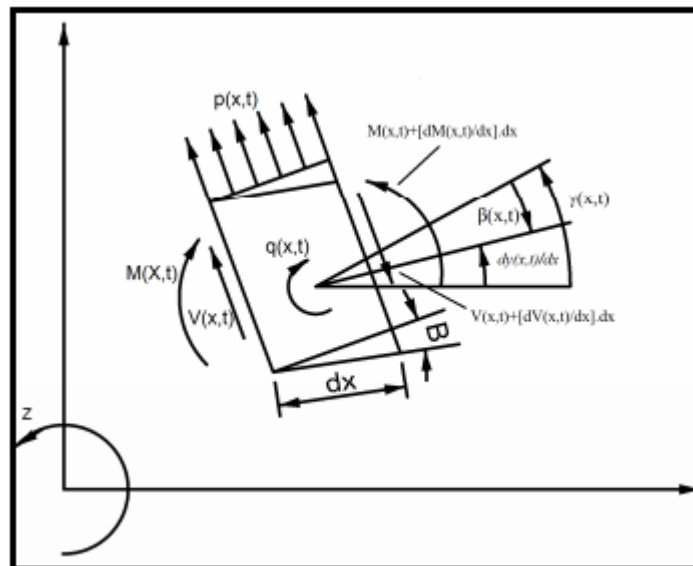


Figura 6- Diagrama de corpo livre do elemento da viga (fonte: Bilmer II Gamarra Haro [7])

O elemento de viga já havia sofrido uma rotação $\theta(x,t)$ devido ao momento fletor $M(x,t)$, mas as forças cortantes antes e depois do elemento provocam a distorção $\beta(x,t)$, de forma que a rotação final da viga $\frac{dy(x,t)}{dx}$ assume o seguinte valor:

$$\frac{dy(x,t)}{dx} = \varphi(x,t) - \beta(x,t) \quad (2.6)$$

Esta formulação usada para calcular as frequências naturais, exige o conhecimento detalhado da distribuição longitudinal dos pesos assim como implica que se conheça a distribuição da massa acrescentada ao longo do comprimento do navio.

Por considerar o efeito do cisalhamento, a teoria de vigas de Timoshenko leva em consideração uma área na qual a força cortante age. Esta área é uma parcela porcentual da área da seção plana e é denominada como Área Efetiva ao Cisalhamento.

2.5- Viga Navio

Um sistema é dito contínuo quando sua rigidez e massa são distribuídas continuamente, que é o caso da viga navio. As vibrações sofridas por estes sistemas podem ser classificadas em torcionais, longitudinais e laterais (horizontal e vertical), e são geradas pela ação de forças dinâmicas agindo nos elementos estruturais locais e casco do navio. A resposta à vibração de um sistema é função do módulo das forças e da resposta dinâmica deste sistema.

A determinação das frequências naturais (de ressonância) do navio-viga é muito importante, especialmente para os navios equipados com motores diesel de grandes dimensões. Tais máquinas produzem forças e momentos externos de primeira e segunda ordem (coincidentes com a frequência de rotação do veio ou duas vezes esse valor), que podem provocar sérios problemas de vibração e níveis de tensões muito elevados, para além do desconforto para a tripulação quando estas frequências são coincidentes com as frequências naturais do navio. Estas frequências naturais são muito difíceis de ser modificadas, uma vez que isso implicaria uma alteração:

- Da rigidez da estrutura primária do navio;
- Das condições de carregamento do navio.

Deste modo, facilmente se compreende a importância de se estimar as frequências naturais do navio-viga e do sistema propulsor que se pretende instalar na fase de projeto, face ao impacto das alterações serem bastante mais reduzido na fase de

projeto do que na situação de navio já construído. Para a excitação criada pelas ondas do mar têm-se desenvolvido nos últimos anos métodos de cálculo sofisticados (modelos hidro-elásticos) e têm sido realizadas algumas medições para que se disponha de uma aproximação mais racional deste tipo de vibrações.

Quando o navio sofre com problemas causados devido às frequências naturais de vibração da viga navio, poucos são os recursos capazes de modificar essas frequências. Alguns fatores que influenciam são, por exemplo, a rigidez da estrutura do casco, da distribuição de massa do navio e da distribuição do efeito do meio fluido. A flexão vertical é a mais importante.

Sendo o navio tomado como uma viga, cada frequência natural corresponde a um modo natural de vibração.

2.6- Massa Adicional

Massa adicional é a inércia adicionada ao sistema como resultado da aceleração ou desaceleração de um corpo (navio), pois ele precisa mover uma porção do líquido para que ele possa mover-se através do mesmo. É uma quantidade de massa, que é adicionada à massa estrutural, correspondente às partículas do fluido que adquirem movimento. A forma da seção, a profundidade do meio fluido e outros fatores influenciam no cálculo desta massa adicional. A alta densidade relativa da água faz com esse efeito inercial, tenha que ser levado em consideração quando se fala em vibração de navios e equipamentos submersos. Falando em navios, a massa adicional pode chegar a mais de 1/3 da massa do mesmo.

Quando uma embarcação oscila em um meio fluido a energia total do sistema é dada por:

$$E_c = \frac{mv^2}{2} + \frac{1}{2} \sum m_i * v_i \quad (2.7)$$

Onde a segunda parcela representa a energia cinética devida ao movimento das partículas fluido

Como a parcela de fluido adjacente se move com a mesma velocidade e aceleração do navio, a equação da energia pode ser reescrita como é mostrado a seguinte:

$$E_c = \frac{mv^2}{2} + \frac{m'v^2}{2} = \frac{1}{2}(m + m')v^2 \quad (2.8)$$

Onde

$$m' = \sum_{i=0}^{\infty} m_i \quad (\text{Massa Adicional}) \quad (2.9)$$

Para um melhor entendimento do conceito de massa adicional, vamos analisar um caso mais simples de um cilindro de seção reta circular flutuando na superfície livre com seu eixo centroidal paralelo à linha d'água e oscilando verticalmente, conforme mostrado na figura abaixo.

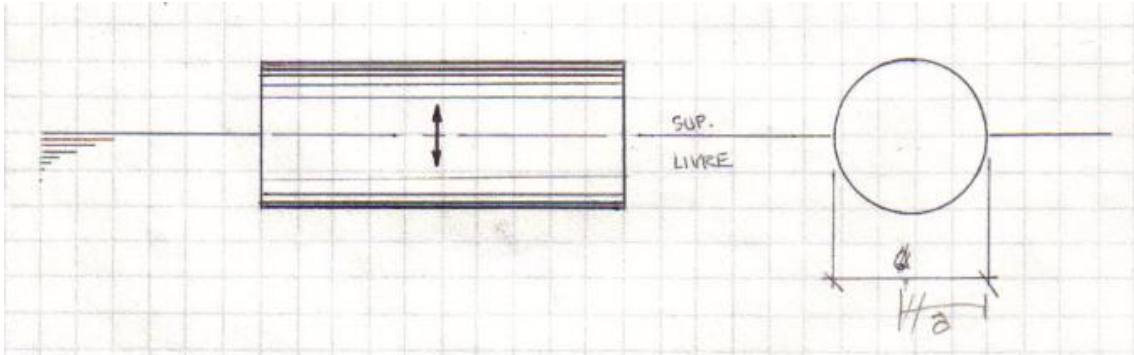


Figura 7- Cilindro oscilando verticalmente (fonte: Sobrinho [3]);

Por intuição, sabe-se que a massa virtual do cilindro parcialmente submerso é metade da massa virtual por unidade de comprimento para um cilindro totalmente submerso. Logo, temos que:

$$m_{\text{parc. sub.}} = \frac{m_{\text{tot. sub.}}}{2} = \frac{\pi \rho a^2}{2} \quad (2.10)$$

Para determinarmos a massa virtual total do fluido adjacente temos:

$$m' = \frac{1}{2} \int_{-L/2}^{L/2} \rho \pi a^2 dL = \frac{1}{2} \rho \pi a^2 L \quad (2.11)$$

Da equação acima, pode-se observar que o valor da massa de fluido deslocado é numericamente igual à massa do cilindro, representando um acréscimo de massa de cem por cento no sistema. A ideia principal desta análise de massa virtual para o cilindro pode ser aplicada às seções de um navio. Para isso, é razoável supor que para o

movimento vertical da seção, a massa virtual vai depender da sua área e esbeltes na direção do movimento que pode ser considerada através da razão boca/calado.

$$m' = \frac{1}{2} \rho A \frac{B}{T} \quad (2.12)$$

Esta fórmula fornece valores exatos para navios com seções circulares e uma aproximação razoável dependendo do formato de sua seção. Abaixo esta a equação generalizada para o seu cálculo.

$$m' = \int_0^L \frac{1}{2} \rho A(x) \frac{B(x)}{T(x)} dx \quad (2.13)$$

Algumas formulações empíricas foram desenvolvidas para calcular a massa virtual como:

Formulações:

$$\text{i. Burril} \quad m' = m \left(1 + \frac{B}{2T} \right) \quad (2.14)$$

$$\text{ii. Todd} \quad m' = m \left(1,2 + \frac{B}{3T} \right) \quad (2.15)$$

$$\text{iii. Kumay} \quad m' = m \left(1 + 0,4 \frac{B}{T} - 0,035 \left(\frac{B}{T} \right)^2 \right) \text{ para navio tanque.} \quad (2.16)$$

$$\text{iv. Kumay modificada} \quad m' = m \left(1 + 0,4 \frac{B}{T} - 0,056 \left(\frac{B}{T} \right)^2 \right) \text{ para navios tanque.} \quad (2.17)$$

Burril, Todd e Kumay, propuseram métodos que miravam calcular M' (massa por unidade de comprimento). No entanto, um método mais preciso foi desenvolvido por Lewis para obter valores mais precisos para uma seção de um navio a partir da massa virtual de um cilindro usando transformação conforme.

Este método supõe uma transformação do plano $z(x,y)$, para obtenção das coordenadas da seção em função da seção cilíndricas, de maneira que:

$$z'(x', y') = z(x, y) + \frac{a}{z(x, y)} + \frac{b}{z(x, y)} \quad (2.18)$$

Os coeficientes a e b se calibrados corretamente podem fornecer seções semelhantes à de navios. Landweber conseguiu reproduzir resultados bastante

satisfatórios plotando curvas referentes ao coeficiente de massa virtual vertical (CV) e horizontal (CH) em função de σ e λ , de maneira que:

$$\lambda = \frac{T}{\frac{B}{2}} \quad (2.19)$$

$$\sigma = \frac{A(x)}{BT} \quad (2.20)$$

$$m'_{vertical} = \frac{1}{2} \pi \rho \left(\frac{B}{2} \right)^2 CV \text{ massa adicional vertical por unid. de comp.} \quad (2.21)$$

$$m'_{horizontal} = \frac{1}{2} \pi \rho T^2 CH \text{ massa adicional horizontal por unid. de comp.} \quad (2.22)$$

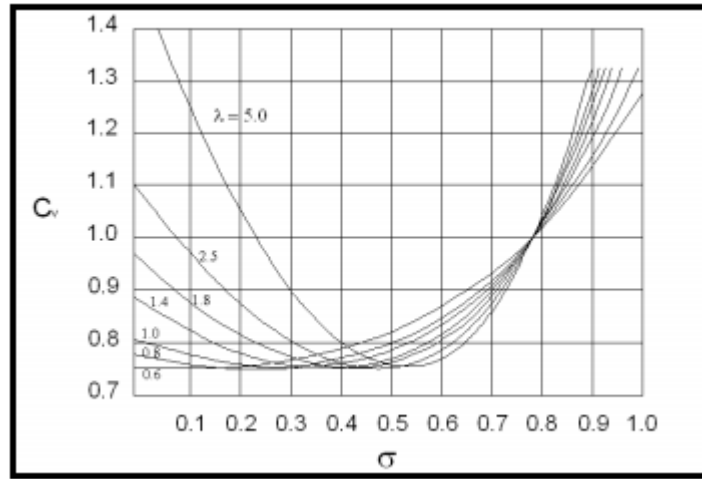


Figura 8- Curva de Landweber para obtenção de Cv (fonte: Bilmer II Gamarra Haro [7])

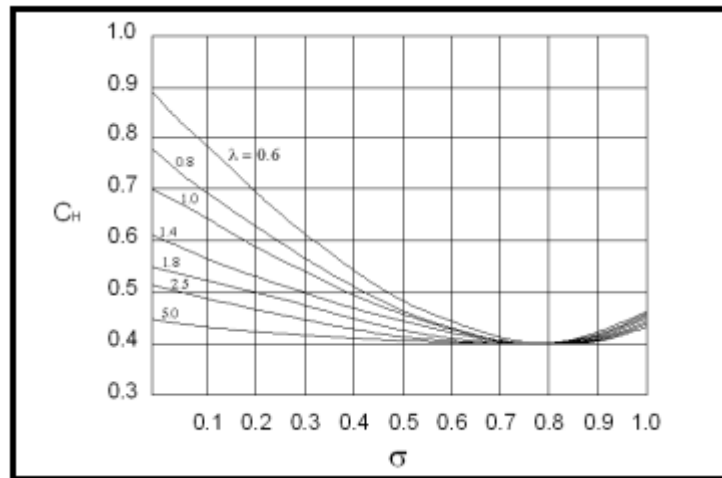


Figura 9-Curva de Landweber para obtenção Ch (fonte: Bilmer II Gamarra Haro [7])

A correção para o efeito do escoamento tridimensional é determinada através do coeficiente de Townsin, J_r , calculado conforme as equações abaixo:

$$J_r = 1.02 - 3\left(1.2 - \frac{1}{n}\right)\frac{B}{L} \quad (2.23)$$

Onde:

B: boca do navio na seção mestra (m)

L: comprimento entre perpendiculares (m)

n: número de nós da configuração modal da viga-navio

2.7- Teorias do Fluxo de Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finas

Serão apresentados de forma rápida os fundamentos da Teoria de Fluxo de Tensões Cisalhantes em Seções de Paredes Finas se faz necessário considerar algumas hipóteses para o uso desta teoria:

- A espessura do material é considerada pequena se comparada com as demais dimensões da seção;
- As tensões cisalhantes distribuem-se uniformemente pela espessura da parede;
- O material é linear e isotrópico;
- Considera-se o coeficiente de Poisson nulo.

Para uma seção plana qualquer de paredes finas, o fluxo cisalhante em determinado ponto s da seção é dado por:

$$q_s = -\frac{\bar{S}_z}{I_{yy}} * \left(\int_0^s t\bar{z} ds + \sum b\bar{z} \right) - \frac{\bar{S}_y}{I_{zz}} * \left(\int_0^s t\bar{y} ds + \sum b\bar{y} \right) + q_0 \quad (2.24)$$

Onde:

$$\bar{S}_y = \frac{S_y - S_z * \frac{I_{yz}}{I_{yy}}}{1 - \frac{I_{yz}^2}{I_{yy} * I_{yy}}} \quad (2.25)$$

$$\bar{S}_z = \frac{S_z - S_y * \frac{I_{yz}}{I_{yy}}}{1 - \frac{I_{yz}^2}{I_{yy} * I_{yy}}} \quad (2.26)$$

$\overline{S_y}$ e $\overline{S_z}$ São forças de cisalhamento aplicadas nas direções Y e Z;

\bar{y} e \bar{z} São coordenadas relativas ao centroide da área da seção;

I_{yy} e I_{zz} São momentos de inércia centroidais;

I_{yz} é o produto das inércias centroidais;

t é a espessura das paredes;

b é a área de reforço que absorve tensões normais, mas não tensões cisalhantes;

q_0 é o fluxo de tensão cisalhante no ponto inicial 0.

Agora, é necessário escrever uma equação para a área efetiva no cisalhamento, $K'A$, em função do fluxo cisalhante, q_0 . De acordo com a teoria elementar de flexão de viga, assume-se que a inclinação da elástica devido a uma força cortante, V, seja dada por:

$$\frac{dw}{dx} = \frac{V}{k'A*G} \quad (2.27)$$

Onde G é o módulo de elasticidade transversal do material e $K'AG$ é a rigidez ao cisalhamento. Segundo [1], a partir do Princípio do Valor Estacionário da Energia Complementar Total do Sistema Elástico, pode-se escrever que:

$$\frac{dw}{dx} = \int_S \tau^* * \gamma * t * ds \quad (2.28)$$

Aonde: τ^* é a tensão de cisalhamento por unidade de cisalhamento em algum ponto arbitrário da seção e γ é a distorção causada pela força de cisalhamento. Substituindo as relações acima na equação do Princípio do Valor Estacionário da Energia Complementar Total do Sistema Elástico temos que:

$$\frac{dw}{dx} = \frac{V}{G} * \int_S \frac{q^{*2}}{t} dS \quad (2.29)$$

Iguando (2.27) e (2.28) chegamos a seguinte relação:

$$k'A = \frac{1}{\int_S \frac{q^{*2}}{t} ds} \quad (2.30)$$

Vale ressaltar que q^* é calculado para uma força cortante unitária.

No método proposto as paredes da seção são compostas por elementos retilíneos, o que segundo [1] subestima a área efetiva de cisalhamento em aproximadamente 1%. Porém o uso se justifica pela facilidade de solução.

O programa Prosec6, que utiliza como base a Teoria apresentada acima, será utilizado para determinar as características estruturais da seção mestra da embarcação em estudo. O programa foi desenvolvido por Antônio Carlos Troyman e Carlos Antônio Levi da Conceição e está explicado em [10]. O programa utiliza da discretização da seção da embarcação em Strings, Células e Ramais.

- Strings são definidos para formar geometricamente a seção, cada um é composto por sequências de elementos em linha reta no plano YZ, a qual é determinada pelos nós, o sinal do fluxo cisalhante em um strings deve ser positivo desde o primeiro até o último nó;

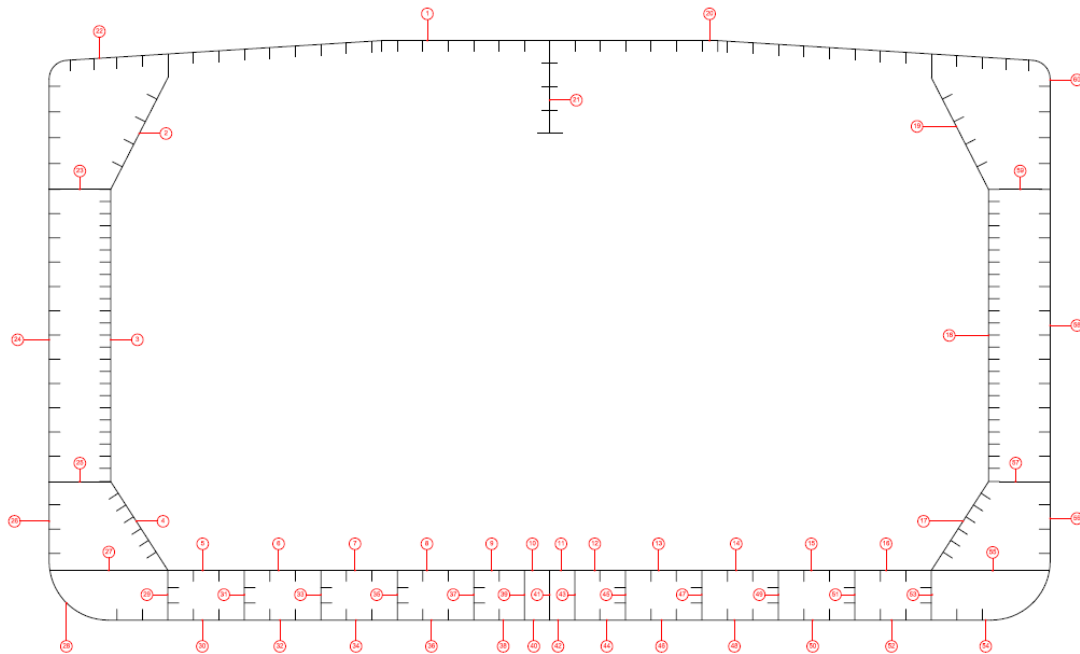


Figura 10 - Strings da seção

- Nós devem ser colocados aonde tenha mudança de espessura, reforço, curvatura acentuada de chapa e união de chapa. É necessário obter as coordenadas Y e Z, espessura do chapeamento no nó e espessura do reforço transversal caso tenha;

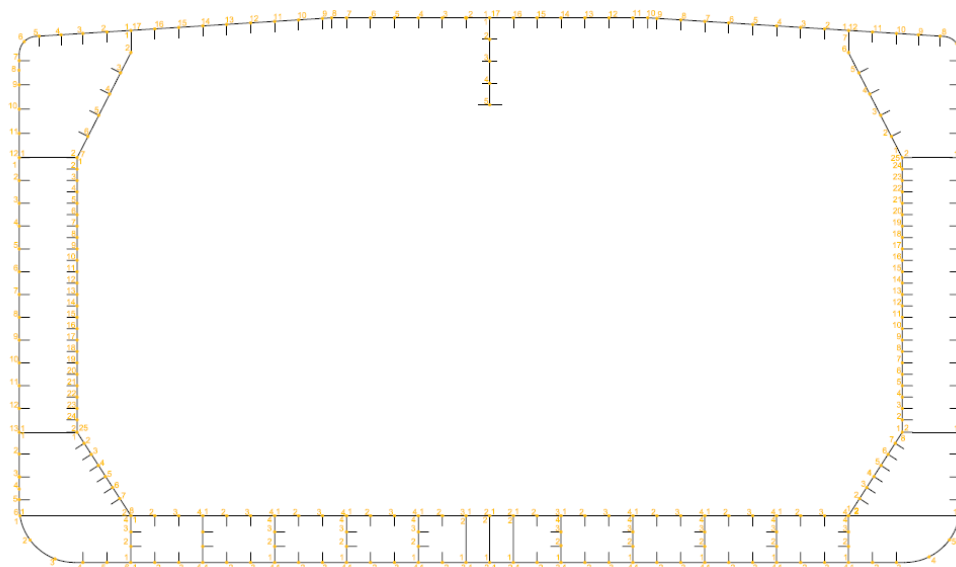


Figura 11 - Nós da seção

- Células são definidas por strings, leva em consideração o sentido dos strings, que é positivo se seguir o ramal no sentido anti-horário (torques e ângulos);

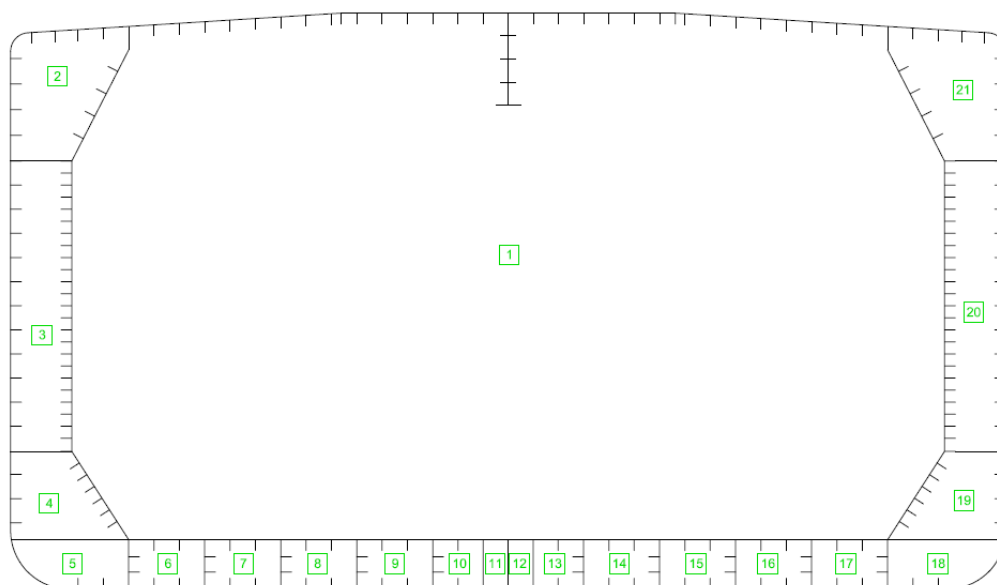


Figura 12 - Células da seção



Figura 13 - Sentido dos strings

- Ramais secundários são definidos primeiro que o ramal principal, todos são formados por sequências de strings.

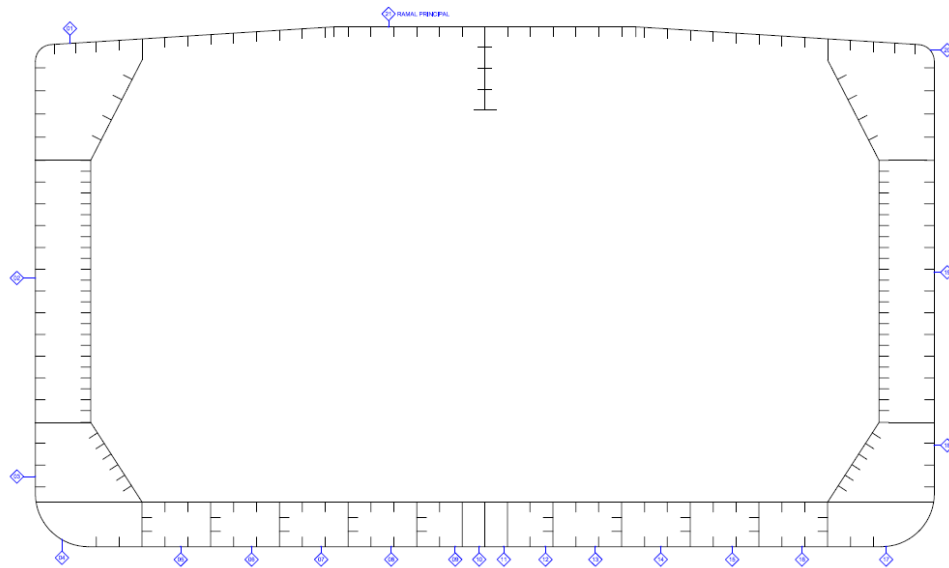


Figura 14 - Ramais da seção

Abaixo está ilustrada a seção discretizada com todos os elementos acima descritos:

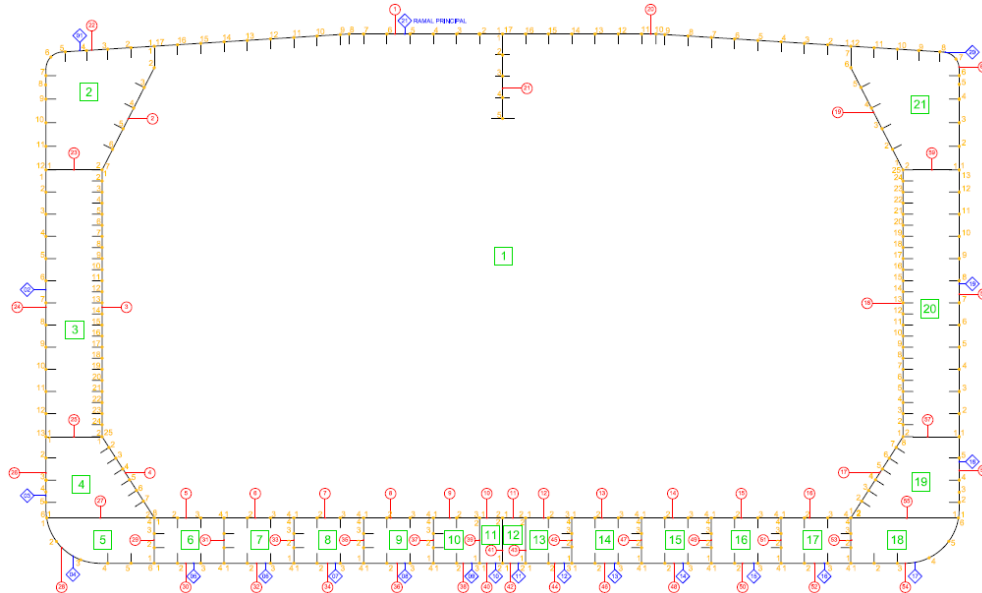


Figura 15 - Seção com todos elementos

O método está explicado em [1].

3- ESTUDO DE CASO

O navio com o qual iremos trabalhar é um petroleiro, construído em 1991, o qual faz parte da frota da Transpetro que faz a logística da maior produtora de Petróleo Nacional a Petrobras. Esta embarcação foi construída no estaleiro Mauá em Niterói, Rio de Janeiro, e foi lançada dia dois de outubro de 1991. É classificada pela Lloyd's Register of Shipping. É uma embarcação para o transporte de produtos escuros e claros, com um TPB de 55.067. A embarcação possui casco duplo, o que é exigido pela Marpol para petroleiros. Essa embarcação encalhou no ano de 1995 num banco de lama na baía de Guanabara, apesar de estar carregada não ocorreram maiores problemas devido a embarcação possuírem casco duplo.



Figura 16- Navio Potengi (fonte: MarineTraffic.com)



Figura 17 - Navio Potengi (Fonte: MarineTraffic.com);

Dimensões Principais Potengi	
LOA (m)	218
Lpp (m)	208
B (m)	32,2
D (m)	18
DWT (ton)	55.019
T (m)	12,149

Figura 18-Dimensões principais Potengi

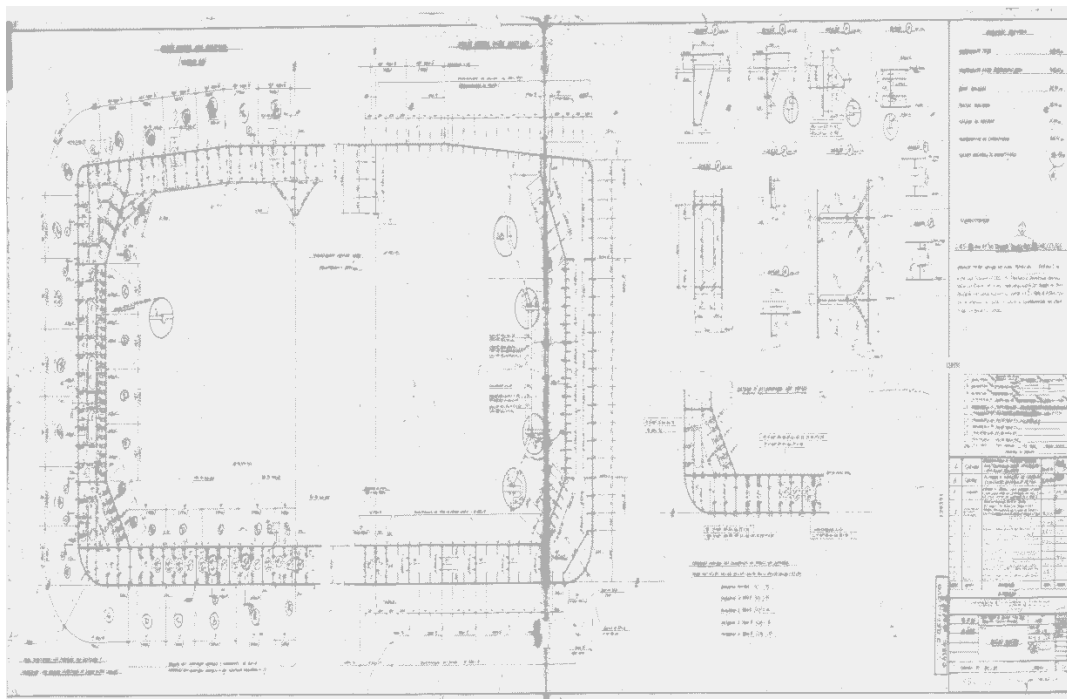


Figura 19- Seção Mestra (Reforçadores Longitudinais) (fonte: Ledav)

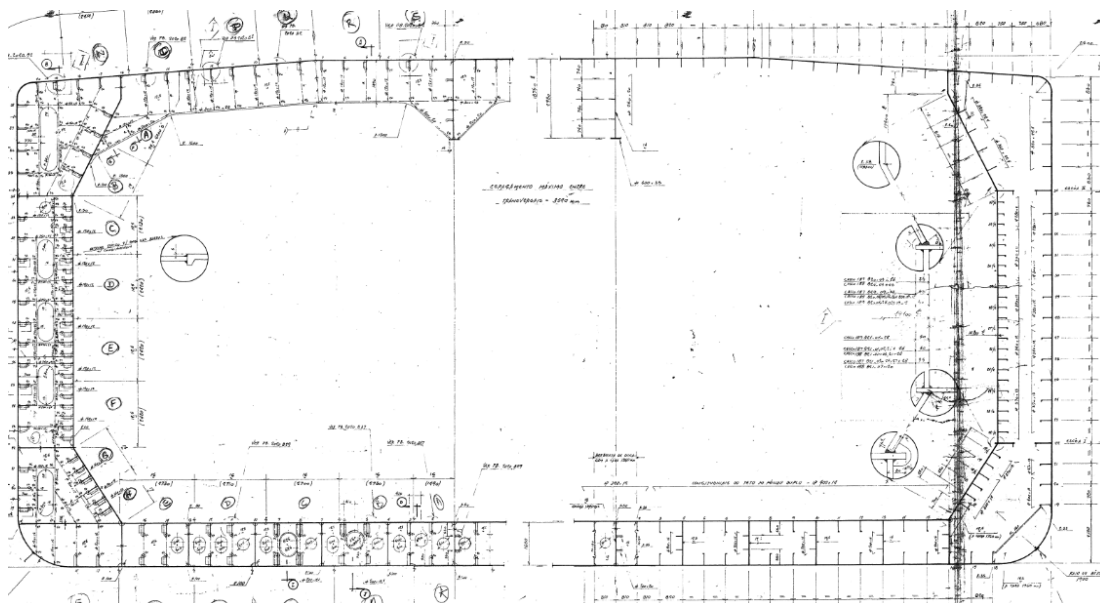


Figura 20 - Seção mestra (fonte: Ledav)

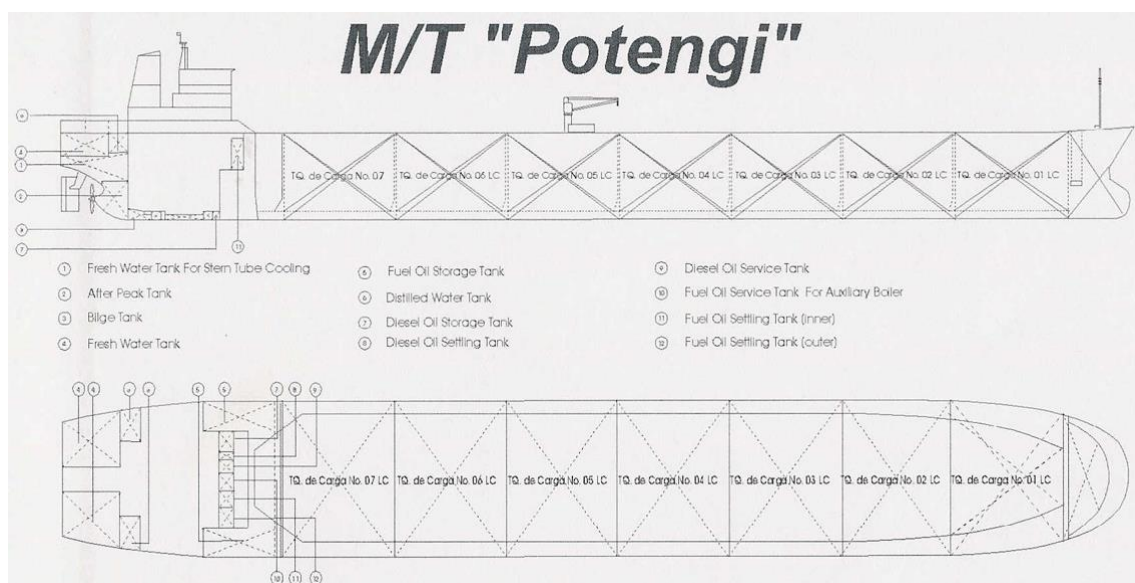


Figura 21-Arranjo Geral (fonte: Ledav)

4- AQUISIÇÃO EXPERIMENTAL DE DADOS

Para a aquisição de dados experimentais da frequência de vibração global do navio foram realizadas durante a prova de mar medições em vários pontos da estrutura da embarcação. Porém será utilizado às medições que podem ser visualizadas abaixo:

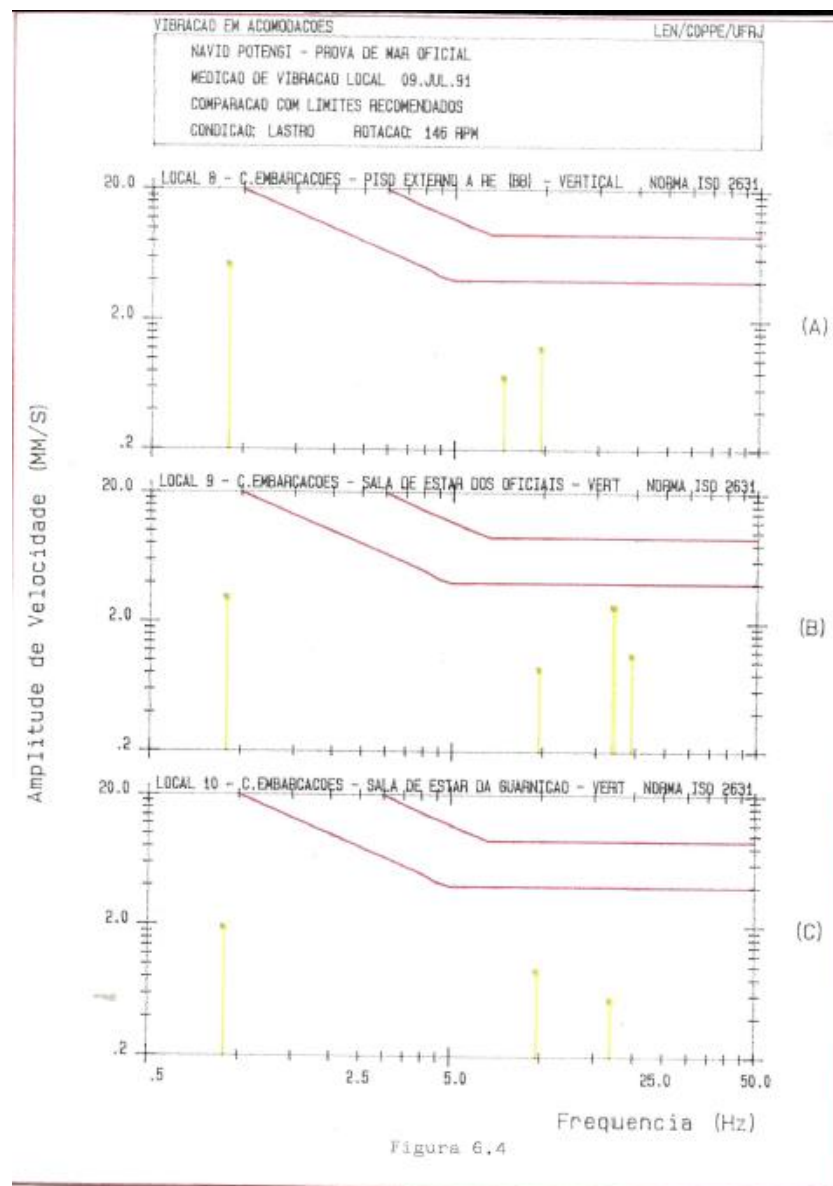


Figura 22—Medição vibração local, Navio Potengi (fonte: Ledav)

Para compararmos os resultados das medições de vibrações verticais com o modelo numérico será levado em conta apenas os pontos 08v, 09v e 10v, que são respectivamente, sala de estar dos oficiais, e guarnição além do piso externo a ré na região de BB. Os resultados estão nos gráficos abaixo.

5- MODELO DE ANÁLISE

Para a modelação da viga será usado o programa femap Nastran versão 10, foi usado um modelo unidimensional, tratada como uma viga de Timoshenko, sendo assim, será necessário calcular as propriedades das seções da embarcação, considerando a inércia rotacional e a área efetiva de cisalhamento, para isso, primeiramente foi feita a discretização da seção e seus valores imputados no programa Prosec6, para podermos saber qual é a área efetiva de cisalhamento, dados que serão inseridos no programa de elementos finitos que será usado a seguir, como pode ser observado abaixo:

Programa PROSEC Versão 6.0 Propriedades de Seções de Paredes Fínas

Arquivo: I:\projgrad\PROSECgastautimato.dad Título: Projeto_Final_Gastao_Soares_de_Moura Calculado: Sim

Entrada de Dados Saída Gráfica da Seção Saída Gráfica de Strings Saída Gráfica de Células Saída Gráfica de Ramais Listagem de Resultados

Dados dos Strings

No. de Strings: 60

Seleciona o String: 9 No. de Nós: 3

Nós do String Selecionado

Nó	y	z	t	b
1	-2.44	1.6	0.016	0
2	-1.62	1.6	0.016	0.0081
3	-0.81	1.6	1	0

Dados das Células

No. de Células: 21

Seleciona a Célula: 1 No. de Strings: 20

Strings da Célula Selecionada

String	Índice	Sentido
13	13	+
14	14	+
15	15	+
16	16	+
17	17	+
18	18	+
19	19	+
20	20	+

Esforços Externos

Força Cortante Y: 1

Força Cortante Z: 1

Momento Torsor: 1

Dados dos Ramais

No. de Ramais: 21

Seleciona o Ramal: 1 No. de Strings: 2

Strings do Ramal Selecionado

String	Índice
1	22
2	23

String de Conexão do Ramal Selecionado: 3

Créditos Inicia Seção Lê Arquivo Salva Arquivo Executa os Cálculos Atualiza os Gráficos Imprime a Saída Gráfica Atual Termina

Figura 23 - Dados de entrada do Prosec6

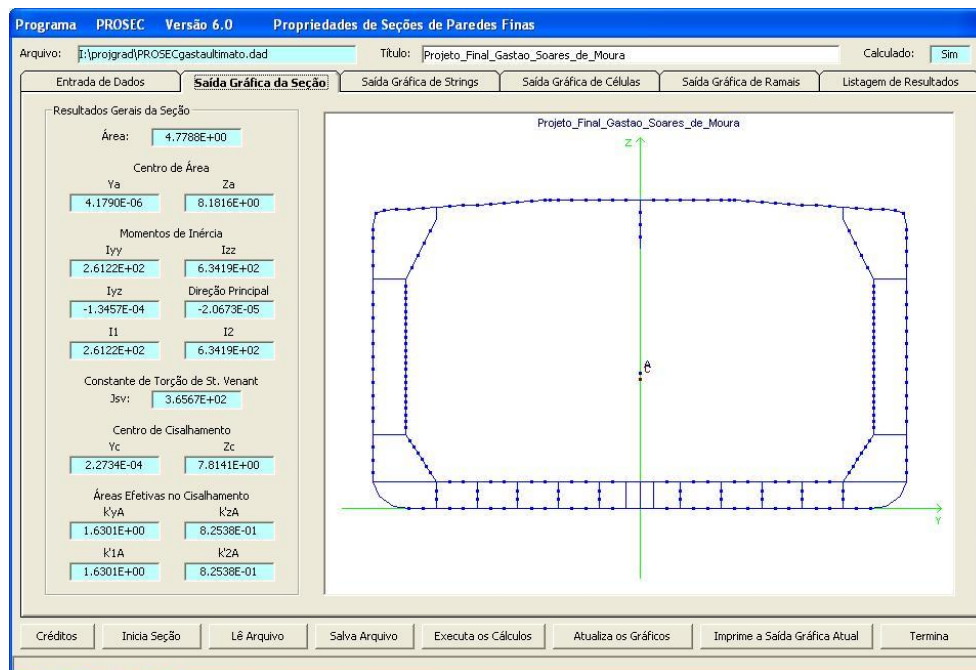


Figura 24 - Seção mestre no Prosec6

O modelo proposto que representa a embarcação possui o mesmo comprimento e segue a mesma divisão de elementos do modelo tridimensional, ou seja, o espaçamento entre dois nós consecutivos deve representar o espaçamento entre as cavernas da embarcação. O modelo numérico como dito anteriormente foi feito utilizando o software Femap Nastran versão 10, apropriado para análises estruturais e modais em elementos finitos. Na ausência de dados da embarcação suficientes para o cálculo da distribuição de massa e massa adicional foram feitas algumas considerações.

- Distribuição de Massa: A massa real da embarcação varia com o seu comprimento. Porém, como não foi possível obter a distribuição de massa, adotou-se a hipótese de distribuição de massa uniforme para o modelo. Isto se justifica porque, apesar de as regiões fora do corpo paralelo possuírem uma extensão menor em seus chapeamentos, estas regiões são estruturalmente mais reforçadas devido aos problemas de impacto da região de proa no mar “Slamming”, e problemas de esforços locais causados por grandes pesos de equipamentos na praça de máquinas, região de popa do navio.

- **Distribuição de Massa Adicional:** A massa adicional real da embarcação também varia com seu comprimento. Essa variação se dá devido à variação da geometria do volume submerso. As formulações propostas e apresentadas anteriormente dependem de parâmetros da geometria submersa que são variáveis ao longo do comprimento, como a boca e o calado. Como não foi possível obter o plano de balizas da embarcação, adotou-se uma distribuição de massa adicional uniforme ao longo do seu comprimento. Isto se justifica porque, as medições durante a prova de mar foram feitas com variações mínimas entre calados a ré e avante, logo houve pouca variação da região submersa do navio. As regiões fora do corpo paralelo, onde há maior variação de geometria, representam 22,6% do comprimento total da embarcação e, portanto teriam pouca influência no valor total de massa adicional do navio.

Dados		unidades
B	32,2	m
D	18	m
Tav	6,85	m
Tar	8,05	m
A(x)	239	m ²
Tmed	7,45	m
Δ	41309	ton
m	198,6009615	ton
Lpp	208	m
ρ	1,015	ton/m ³

Figura 25 - Dados Embarcação

Para modelo em viga foi adotado um espaçamento entre os nós de 1000 mm e um total de 208 nós.

Neste modelo foram criados três tipos de elementos, os de viga, que foram feitos ligando os nós, que são a viga em si, os quais tiveram dados do Prosec inseridos em suas propriedades como área, inércia entre outros para modelar a viga, a fim de simular da melhor forma possível a Viga-Navio da embarcação, e dois elementos de massa, uma para início e final, e outro para o resto da viga. Esses elementos possuem em suas propriedades a massa da embarcação mais a massa adicional, sendo aplicados nó a nó. Os elementos finais e iniciais devem conter a metade da massa do elemento de massa que é aplicado ao restante da viga.

Autores	Formulação	unidades	Resultado	Massa Elemento	elem.final
Burril	$m' = m * (1 + (B/2T))$	ton/m	627,7923	826,3932628	413,19663
Todd	$m' = m * (1,2 + (B/3T))$	ton/m	524,4487	723,0496752	361,52484
Kumay	$m' = m * (1 + 0,4(B/T) - 0,035(B/T)^2)$	ton/m	412,102	610,703011	305,35151
Mod. Kumay	$m' = m * (1 + 0,4(B/T) - 0,056(B/T)^2)$	ton/m	334,1909	532,7918207	266,39591
Landweber	$\sigma = A(x)/BT$		0,99629		
	$\lambda = T/(B/2)$		0,462733		
	Cv		1,25		
	Ch		0,45		
	M'vert	ton/m	516,592	715,192971	357,59649
	M'h	ton/m	39,82089		

Figura 26- Massa e Massa Adicional para o navio

Sendo assim, foi realizado esse procedimento para todas as formulações propostas. A seguir é possível visualizar a viga modelada no programa:

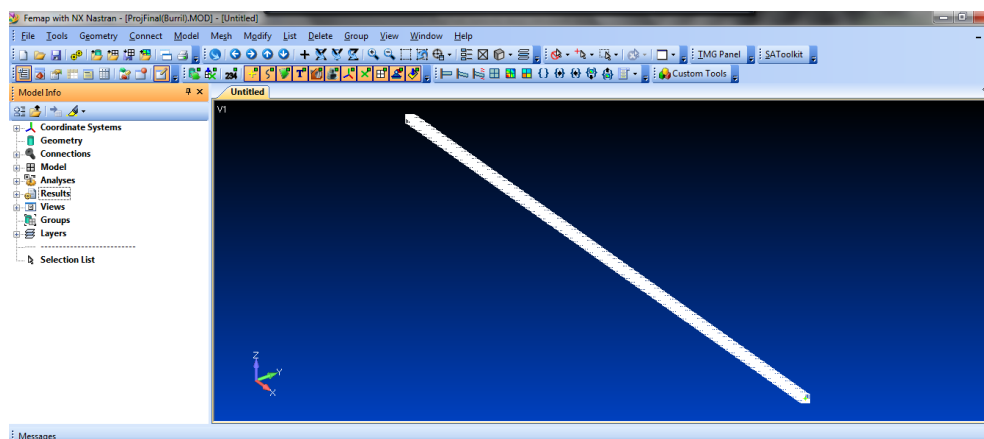


Figura 27- Modelo em elementos finitos unidimensional



Figura 28- 1º modo de vibração da viga navio

6- VALIDAÇÃO DO MODELO

Abaixo serão listados os resultados obtidos em prova de mar e de cada simulação numérica usando as diferentes formulações para obtenção de massa adicional do navio.

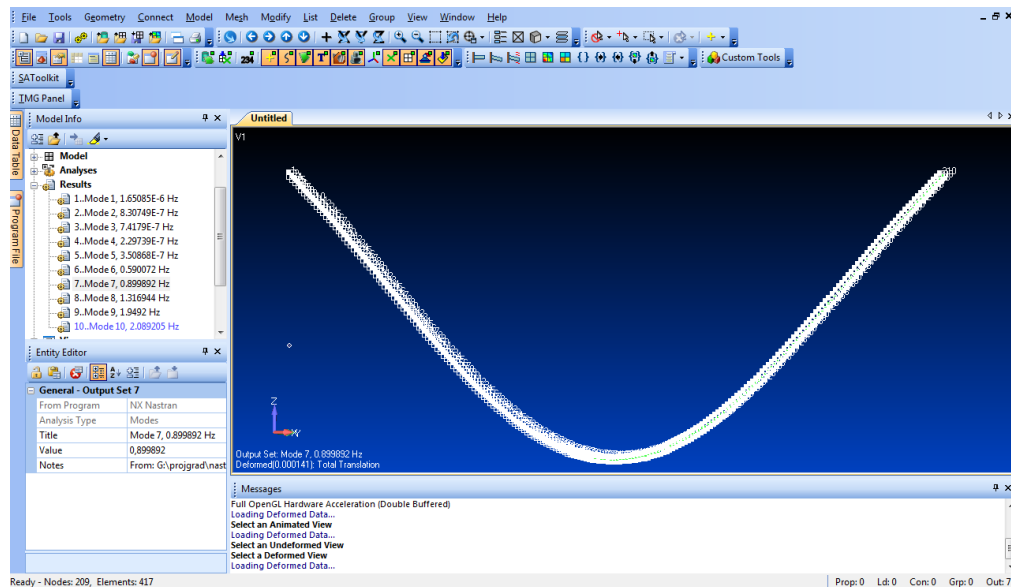


Figura 29-Modo de Vibração (Burril)

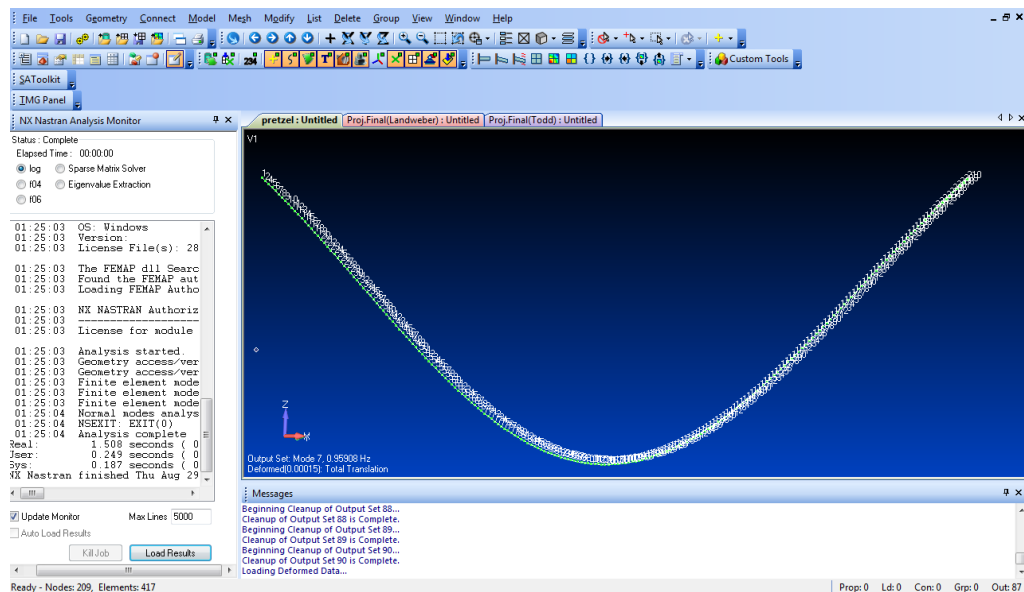


Figura 30 - Modo de Vibração (Todd)

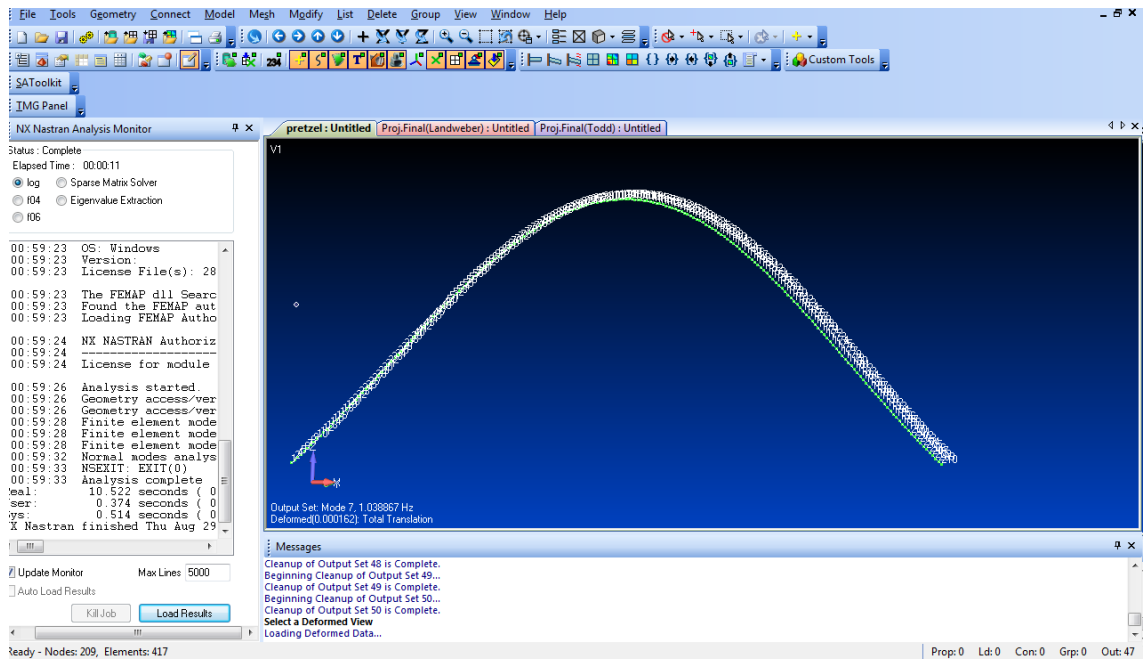


Figura 31 - Modo de Vibração (Kumay)

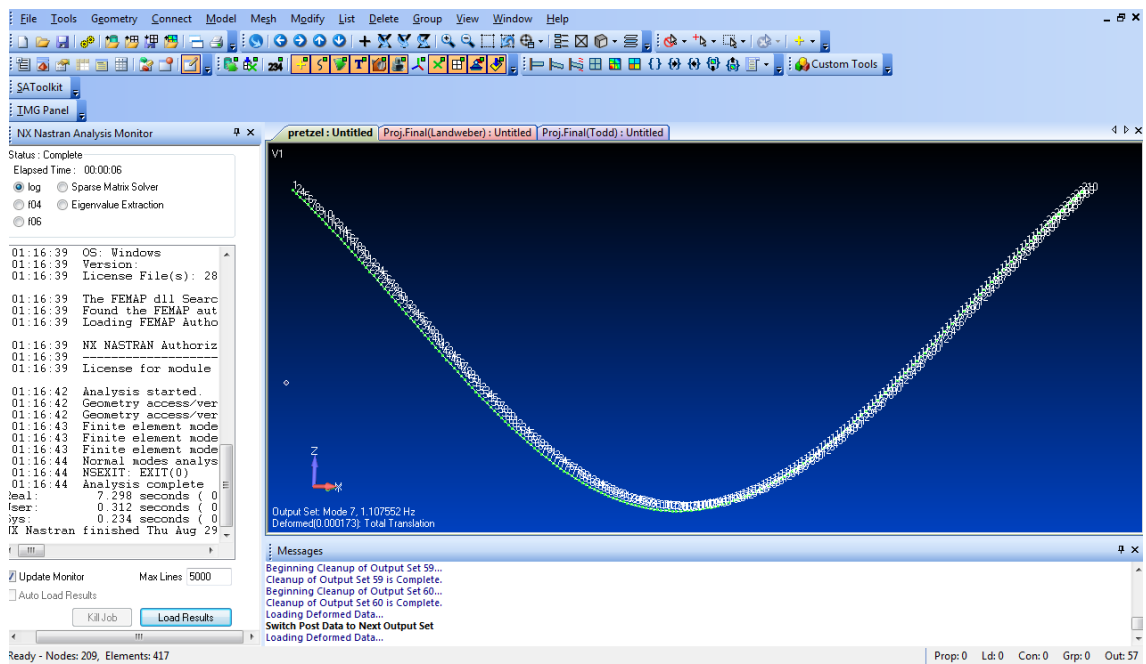


Figura 32 - Modo de Vibração (Kumay modificado)

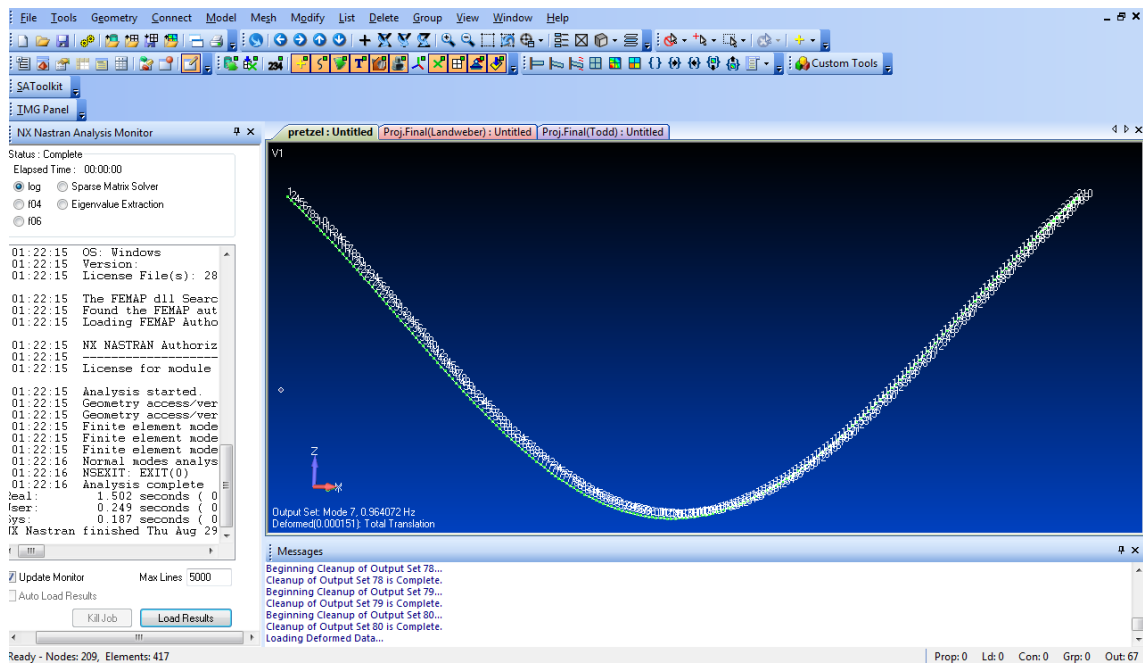


Figura 33 - Modo de Vibração (Landweber)

Abaixo pode ser observado um gráfico com os resultados obtidos na modelação comparada ao medido na prova de mar.

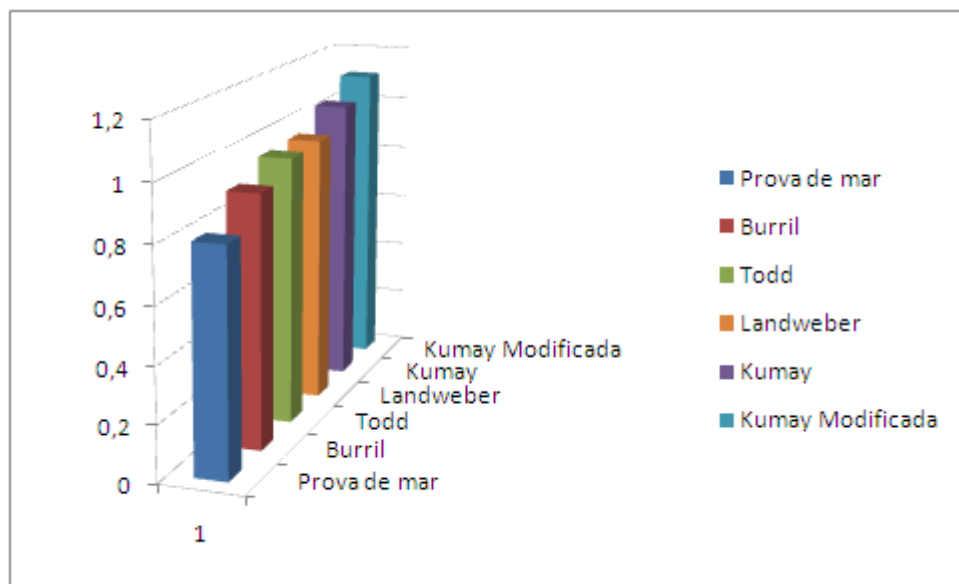


Figura 34 - Comparação das Frequências em Hertz

Autores	Formulação	unidades	Resultado	Massa Elemento	elem.final	Freq Medida	Freq Calculada	%
Burril	$m'=m*(1+(B/2T))$	ton/m	627,7923	826,3932628	413,19663	0,8	0,8998	12%
Todd	$m'=m*(1,2+(B/3T))$	ton/m	524,4487	723,0496752	361,52484	0,8	0,959	20%
Kumay	$m'=m*(1+0,4(B/T)-0,035(B/T)^2)$	ton/m	412,102	610,703011	305,35151	0,8	1,0388	30%
Mod. Kumay	$m'=m*(1+0,4(B/T)-0,056(B/T)^2)$	ton/m	334,1909	532,7918207	266,39591	0,8	1,107	38%
Landweber	$\sigma=A(x)/BT$		0,99629					
	$\lambda=T/(B/2)$		0,462733					
	Cv		1,25					
	Ch		0,45					
	M'vert	ton/m	516,592	715,192971	357,59649	0,8	0,964	21%
	M'h	ton/m	39,82089					

Figura 35 - Tabela completa com massas adicionais e frequências calculadas por formulação

7- CONCLUSÃO

Como podemos comparar a massa adicional calculada por Burril foi a que mais se aproximou da medida na prova de mar da embarcação, porem foram feitas apenas analises do primeiro modo de vibração vertical, devido à ausência de dados da embarcação, sendo assim, podemos dizer que para a analise executada o modelo se mostrou eficiente ao se aproximar consideravelmente do aferido. Ainda seria importante considerar analisar os outros modos para ter uma conclusão mais efetiva a cerca da eficiência desse modelo unidimensional, mas certamente a aplicação de um calculo bem executado ao invés de estimativas da área efetiva no cisalhamento mostrou-se eficiente, aproximando os resultados.

8- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SOUZA E SILVA, O.P.; SILVA NETO, S.F.; PASQUALINO, I.P.;
TROYMAN, A.C.R. - **"EFFECTIVE SHEAR AREA IN ONE DIMENSIONAL SHIP HULL FINITE ELEMENT MODELS TO PREDICT NATURAL FREQUENCIES OF VIBRATION"**;
- [2] RAO, S. S. – **"MECHANICAL VIBRATIONS"** – Ed. Addison-Wesley Publishing Company, 3a edition, 1995.
- [3] SOBRINHO, R.S. - **"ANALISE DA INFLUENCIA DA MASSA ADICIONAL DO FLUIDO ADJACENTE AO CASCO DE PETROLEIRO NA VIBRACAO MEDIDA NA PROVA DE MAR"**;
- [4] COLONESE, L.C. - **" ANÁLISE NUMÉRICA UNIDIMENSIONAL DA VIBRAÇÃO DO CASCO DE PSV - PLATFORM SUPPLY VESSEL"**;
- [5] SOUZA, M.R.A. e MENDOÇA, A.V. - **" ANÁLISE DINÂMICA DE UMA VIGA DE TIMOSHENKO APOIDA SOBRE BASE ELÁSTICA UTILIZANDO EQUAÇÕES INTEGRAIS: UM CASO PARTICULAR"**;
- [6] SILVA NETO, S.F.; Ortiz, L.M.; SPHAIER, S.H. – **"PROCEDURE TO OBTAIN ADDED MASS IN SHIPS FROM NATURAL FREQUENCIES MEASURED IN HULL VERTICAL VIBRATION FULL SCALE TESTS"**;
- [7] HARO, B.I.H. - **"INFLUENCIA DA MASSA ADICIONAL HIDRODINAMICA NA ANALISE VIBRACIONAL GLOBAL VERTIVAL DE UM NAVIO GRANELEIRO"**;
- [8] MCGOLDRICK, R.T. - **"SHIP VIBRATIONS"**, 1960.
- [9] GONÇALVES, V.M. - **"ANALISE ESTATICA E DE VIBRACAO DO CASCO A PARTIR DE MODELO UNIDIMENSIONAL"**;
- [10] TROYMAN, A.C.Ramos; DA CONCEIÇÃO, C.A.Levi – **"ÁREA EFETIVA NO CISALHAMENTO E CENTRO DE CISALHAMENTO DE SEÇÕES TRANSVERSAIS DE NAVIO"** – Revista Brasileira de Engenharia, Vol. 4 N1, 1987.